

Thermisches und mechanisches Bauteilverhalten des Motors der Heißgasschraubenmaschinen

Dr.-Ing. G. Keller, Itzehoe

Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag werden Untersuchungen vorgestellt, die vor dem Hintergrund der konstruktiven Realisierung des thermisch sehr hoch belasteten Motors der Heißgasschraubenmaschine, basierend auf numerischen Simulationsrechnungen, durchgeführt wurden. Das gesteckte Entwicklungsziel – die Realisierung einer hohen Motoreintrittstemperatur bei gleichzeitigem Einsatz einer konventionellen Kühlung sowie eines ferritischen Stahlgusses – konnte erreicht werden.

Als besonders günstig haben sich Rotoren mit einem Umschlingungswinkel von $\Phi = 150^\circ$, einer Innenkühlung mit einem Wasser/Glycol-Gemisch sowie einer beschichteten Oberfläche erwiesen. Das Gehäuse sollte über geeignete Kühlbohrungen in der Nähe der hochdruckseitigen Steuerecken und im Bereich der ND-seitigen Verschneidungskante verfügen. Verglichen mit einem zwangsgekühlten Gehäuse weist eine Verrippung keine Vorteile auf. Infolge der relativ großen und warmen Oberfläche ist der Wärmeverlust hierbei unverhältnismäßig groß.

Abstract

In this paper new results of the research regarding the design of the engine part of a hot-gas screw-type engine are described. This screw engine is operating with a high inlet temperature and is thermally high loaded. Target of the development is the use of a ferritic cast steel, because this structure contains several opportunities compared to an austenitic steel.

The rotors should be designed with a wrap angle of $\Phi = 150^\circ$, cooled through a bore in the rotor axis by a water/glycol-mixture with a low mean flow velocity. The surface in the screwed part of the rotors has to be coated by a ceramic thermal insulation. It is sufficient to place two cooling jackets in the engine casing, one near and parallel to the inlet guiding edges, the other in the middle of the casing at the low pressure side near to the working chamber. There is no opportunity using a finned casing compared to a water-cooled casing. The disadvantage is a result of the increasing casing surface and the high temperature on the surface which leads to large heat flux losses.

1 Einleitung

Die theoretische Vorausberechnung des Betriebsverhaltens einer Schraubenmaschine mit Hilfe geeigneter Simulationsverfahren und numerischer Methoden gewinnt vor dem Hintergrund kürzer werdender Entwicklungszeiten, hoher Kosten für Prototypen und meßtechnischer Ausstattungen der Versuchsanlagen immer mehr an Bedeutung.

Im Rahmen des Konstruktionsprozesses sind hierbei besonders die thermischen und mechanischen Belastungen sowie die resultierenden Bauteildeformationen, die maßgeblichen Anteil

an der Energiewandlungsgüte und Betriebssicherheit der Schraubenmaschine haben, von besonderem Interesse. Die gewonnenen Simulationsergebnisse liefern die Basis für Aussagen hinsichtlich der Betriebssicherheit. Sie bieten darüber hinaus die Möglichkeit, neue Maschinengeometrien zu konstruieren und auf relativ preiswerte Art und Weise zu untersuchen sowie Entwicklungspotentiale herauszuarbeiten. Die benötigten Daten werden durch eine Verknüpfung der thermodynamischen Simulation mit der numerischen Berechnung gewonnen.

Mit Hilfe eines an der Universität Dortmund entwickelten Simulationssystems ist es möglich, im Rahmen des Entwicklungsprozesses, erste konstruktive Entwürfe auf Basis der thermodynamischen Prozeßführung, verbunden mit der anschließenden Temperaturfeld- und Deformationsberechnung, abzuleiten [1] bis [4], [13]. Insbesondere bei dem thermisch hoch belasteten Schraubenmotor der Heißgasschraubenmaschine erscheint diese Vorgehensweise unumgänglich, da bis zum heutigen Tage keine Erfahrungswerte beispielsweise für die Auslegung der Bauteilkühlung und der resultierenden Warmspalthöhen vorliegen [5, 6, 7].

2 Die Heißgasschraubenmaschine als alternatives Antriebskonzept zu bestehenden Fluidenergiemaschinen

Im Gegensatz zu Dampfschraubenmotoranlagen, welche im mittleren Temperaturniveau arbeiten, und ebenfalls thermische Energie in mechanisch nutzbare Arbeit wandeln, stellt die Heißgasschraubenmaschine ein komplettes Antriebskonzept dar. Sie entspricht prinzipiell einer Gasturbinenanlage, wobei Turboverdichter und Turbine durch einen Schraubenverdichter bzw. -motor ersetzt werden. Die Heißgasschraubenmaschine besitzt gegenüber der Gasturbinenanlage eine höhere Energiewandlungsgüte, kann einstufig höhere Druckverhältnisse verarbeiten und zeigt als Verdrängermaschine ein höheres Beschleunigungsvermögen [8, 9]. Die Heißgasschraubenmaschine weist deutlich höhere Teillastwirkungsgrade als die Fahrzeuggasturbine auf [10] und ist aufgrund des verwendeten Schraubenkompressors nicht der Gefahr des Pumpens ausgesetzt, was die dynamischen Eigenschaften einer solchen Anlage begünstigt. Auch liegt der spezifische Kraftstoffverbrauch niedriger als bei einer vergleichbaren (Fahrzeug)-Gasturbinenanlage [9].

Mögliche Einsatzgebiete der Heißgasschraubenmaschine liegen im Bereich der Fahrzeug-, Hilfs- und Notstromantriebe. Des weiteren könnte die Maschine in Anlagen zur Kraft-Wärme-Kopplung und zur dezentralen Wandlung thermischer bzw. chemischer Energie in elektrischen Strom Verwendung finden.

2.1 Anlagenschaltung der Heißgasschraubenmaschine

Das Konzept und die Anlagenschaltung der Heißgasschraubenmaschine sind von Kauder und Dosdall, [8] und [9], ausführlich beschrieben. Der Aufbau lehnt sich eng an den einer einwelligen Gasturbinenanlage im offenen Kreisprozeß mit Wärmetausch an.

In der Heißgasschraubenmaschine (Bild 1) wird die angesaugte Luft von einem *flüssigkeits-ingespritzten Schraubenverdichter* (1) diabat verdichtet. Die verdichtete Luft durchströmt einen *Flüssigkeitsabscheider* (2), wird anschließend nahezu flüssigkeitsfrei im *Wärmetauscher* (3) vorgewärmt und gelangt von dort weiter in die *Brennkammer* (4).

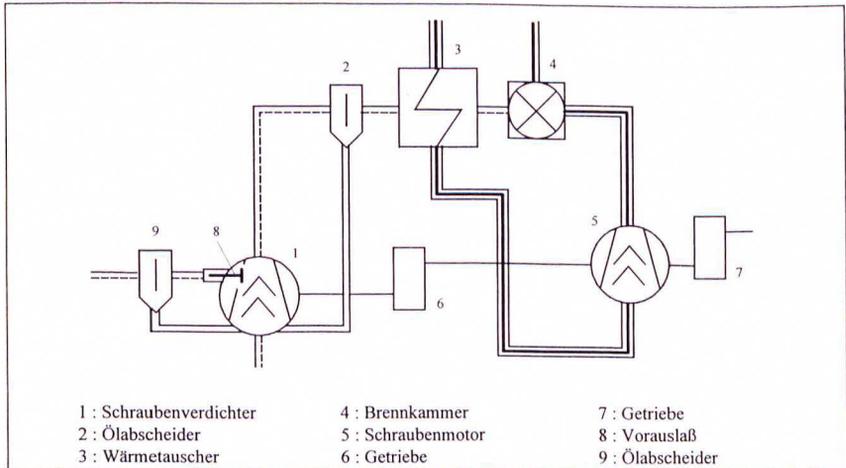


Bild 1: Anlagenteile der Heißgasschraubenmaschine

Fig. 1: Layout plan of the hot-gas screw-type engine

Das Verbrennungsgas expandiert in einem *trockenlaufenden Schraubenmotor* (5) und wird hinter dem Wärmetauscher in die Atmosphäre geschoben. Motor und Verdichter sind über ein *Getriebe* (6) miteinander gekoppelt, um die optimale Rotorumfangsgeschwindigkeit des naßlaufenden Verdichters an die höhere optimale Umfangsgeschwindigkeit des trockenlaufenden Schraubenmotors anzugleichen. Der Verdichter ist zu Regelungszwecken mit einem *Vorauslaß* versehen, der ein Abblasen der Luft während des Verdichtungs Vorganges erlaubt. Die abgeblasene Luft gelangt über einen *Flüssigkeitsabscheider* (9) in die Atmosphäre.

3 Entwicklungsziele und Vorgehensweise

Mit Hilfe von Simulationsrechnungen soll eine Basis zur Auslegung und Dimensionierung aller relevanten Bauteile des Motors der Heißgasschraubenmaschine geschaffen werden. Das Pflichtenheft umfaßt dabei folgende Anforderungen und Ziele:

- Möglichst homogene Temperaturverteilung im Stirnschnitt, d.h. geringe Temperaturdifferenzen in radialer Richtung zur *Vermeidung hoher Temperatur- und Spannungsgradienten*,
- *Absenkung der Temperaturmaxima* im Bereich der Arbeitsraumoberflächen auf ein *werkstoffverträgliches Maß*. Unter dem Aspekt der Kostenbegrenzung ist ein ferritischer Werkstoff vorzusehen,
- *Geringe axiale Temperaturgradienten*, also ein flacher Verlauf der mittleren Stirnschnitttemperatur über der Rotorlängsachse. Ähnliches Temperaturniveau in Haupt- und Nebenrotor, insbesondere in axialer Richtung, so daß die *relative Längsänderung* zwischen den Rotoren *minimiert* werden kann,

- *Betriebssichere* radiale Dehnungen im Hinblick auf die *Spalthöhenänderungen* vom kalten in den betriebswarmen Zustand,
- *Ausreichende mechanische Festigkeit* unter Berücksichtigung der örtlich differierenden Bauteiltemperaturen und der mechanischen Drucklasten,
- *Minimierung der Spannungsgradienten* insbesondere bei An-/Abfahrvorgängen der Maschine oder bei Lastwechseln,
- *Geringe thermische Trägheit* bei An-/Abfahrvorgängen und Lastwechsel,
- Möglichst *hohe Energiewandlungsgüte*. Hiermit verbunden ist die *Minimierung der Wandwärmeströme* mit dem Ziel, dem Energiewandlungsprozeß möglichst wenig thermische Energie zu entziehen.

Die Erfüllung dieser Anforderungen zieht das systematische Abarbeiten eines *Parameterfeldes* nach sich, welches sich folgendermaßen darstellt:

- ⇒ **Rotorgeometrie:** Wahl eines geeigneten Profils, Umschlingungswinkel,
- ⇒ **Werkstoffkennwerte:** Wärmeleitfähigkeit des Grundwerkstoffes, Warm-, Zug-, Temperaturwechselfestigkeit, thermischer Längenausdehnungskoeffizient,
- ⇒ **Kühlung:** Intensität des Wärmeübergangs (Kühlfluid, Strömungszustand, Oberflächenbeschaffenheit)
- ⇒ **Gehäusegestaltung:** Anordnung der Kühlkanäle, Wanddicken.

Im Rahmen dieses Beitrages soll lediglich der Einfluß des Umschlingungswinkels auf das thermische und mechanische Bauteilverhalten herausgearbeitet werden. Die nachfolgenden FE-Rechnungen werden für das thermodynamisch voroptimierte asymmetrische SRM 4+6-Profil bei einer HR-Umfangsgeschwindigkeit von $u_{HR} = 140 \text{ m/s}$ und einem Druckverhältnis von $\Pi = 5$ durchgeführt.

Die Wahl eines geeigneten Gehäuses erfolgt unter den Gesichtspunkten der industriellen Verfügbarkeit, ausreichender Wandstärke für Kühlkanäle und langer Dichtungspartien. Die langen Dichtungspartien erscheinen sinnvoll, da die Lagerung einen größeren Abstand zur Hochdruckseite und somit zur thermisch hoch belasteten Heißgaseintrittsseite aufweist. Diese Anforderungen werden am ehesten von einer Prozeßgasschraubenmaschine erfüllt.

Die Wahl eines geeigneten Werkstoffes richtet sich vornehmlich nach den erwarteten Temperaturen in den einzelnen Bauteilen. Unter dem Aspekt der Kostenminimierung sollte die Entscheidung zu Gunsten eines ferritischen Stahlgusses fallen, da in diesem Fall nicht nur die Werkstoff-, sondern auch die Fertigungskosten für die zerspanende Endbearbeitung unter den Kosten eines austenitischen Werkstoffes liegen. Nachfolgend aufgeführte Berechnungen wurden für den ferritischen Stahlguß X22 Cr Mo V 12 1 (Werkstoffnummer: 1.4932) sowie für den austenitischen Stahlguß X40 Cr Ni Si 35 25 (Werkstoffnummer: 1.4857) durchgeführt.

4 Mögliche Kühlverfahren für Rotoren und Gehäuse

Der Motor der Heißgasschraubenmaschinenanlage läßt sich konstruktiv nur durch den Einsatz einer effektiven Kühlung bzw. einer Kombination von Kühl- und Isolierungsmaßnahmen realisieren. Aufgrund der komplizierten Geometrie des Rotorpaares ist der gestalterische Freiraum im Hinblick auf eine aktive Kühlung stark eingeschränkt, so daß prinzipiell lediglich nur eine Innenkühlung durch eine in der Drehachse liegende konzentrische Bohrung sowie die Beschichtung der Oberfläche des profilierten Rotorbereiches in Frage kommen. Die Kühlmittelzu- und abfuhr kann dabei über geeignete Drehdurchführungen geschehen.

Das Gehäuse bietet im Gegensatz zu den Rotoren wesentlich mehr Möglichkeiten zur kontrollierten Wärmeabfuhr. Bei der Anordnung der Kühlkanäle muß in diesem Fall lediglich auf fertigungstechnische Gesichtspunkte Rücksicht genommen werden. Entsprechende Kanäle können bereits beim Guß des Gehäuses vorgesehen werden und erfordern in der Regel nur eine geringe Nachbearbeitung.

Die Wahl des Kühlmediums hat einen entscheidenden Einfluß auf die abgeführten Wärmeströme, das zugehörige Temperaturfeld und die hieraus resultierenden mechanischen Spannungen. Einflußparameter auf den Wärmeübergang sind die kinematische Viskosität, die Wärmeleitfähigkeit und die Prandtl-Zahl.

Ein Mineralöl bietet sich prinzipiell aufgrund der Lagerschmierung an, weist im Gegensatz zu einem Wasser/Glycol-Gemisch aber eine erhebliche Temperaturabhängigkeit auf. Kinematische Viskosität und Prandtl-Zahl nehmen mit steigender Temperatur deutlich ab, so daß sich aufgrund der hohen Viskosität nur relativ geringe Reynolds-Zahlen realisieren lassen. Darüber hinaus ist die Wärmeleitfähigkeit des Wasser/Glycol-Gemisches mindestens um den Faktor 4 größer, so daß sich bei Einsatz des Mineralöls vergleichbar kleine Wärmeübergangskoeffizienten – bei gleichem hydraulischen Durchmesser – einstellen.

4.1 Einfluß der Rotorkühlung auf die Temperaturverteilung

In Bild 2 ist der Verlauf der berechneten maximalen und minimalen Knotentemperaturen entlang der bezogenen Rotorlängsachse des Hauptrotors (Austenit) bei Einsatz eines Wasser/Glycol-Gemisches bzw. eines Öls aufgetragen ($z/l = 0$ entspr. HD-Seite). Die Simulationen wurden mit einer bewußt niedrig angesetzten Strömungsgeschwindigkeit von $c_{Ku} = 1,0 \text{ m/s}$ und der Kühlmittelintrittstemperatur von $\vartheta_{E, Ku} = 60^\circ\text{C}$ durchgeführt.

Aufgrund der relativ geringen Strömungsgeschwindigkeit lassen sich insbesondere beim Einsatz des Wärmeträgers Öl nur sehr kleine Wärmeübergangskoeffizienten erzielen, was sich sehr deutlich im Verlauf der Knotentemperaturen zeigt. Die Maximaltemperatur an der Rotordruckseite kann um 72°C abgesenkt werden, während die minimalen Knotentemperaturen im Bereich der Rotorverschraubung teilweise weit unter 200°C liegen. Hierdurch kommt es zu hohen Temperaturgradienten, die sich wiederum nachteilig auf die mechanische Belastung des Rotors auswirken. Aufgrund der geringen Effektivität der Ölkühlung stellt sich eine relativ homogene Temperaturverteilung, und somit auch eine geringe mechanische Belastung im Stirnschnitt des Hauptrotors ein.

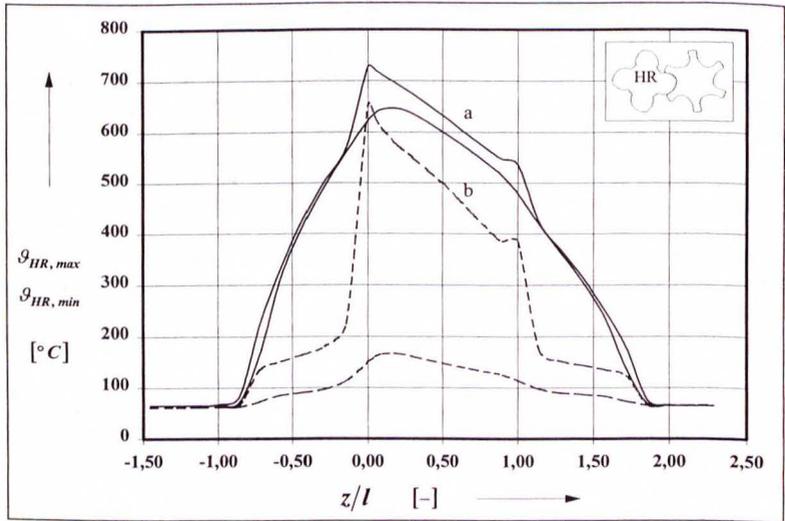


Bild 2: Maximale bzw. minimale Knotentemperaturen des Hauptrotors entlang der bezogenen Rotorlängsachse. Kurvenparameter: Kühlmedium (a: Öl, b: Wasser/Glycol).

$$\mathcal{E}_{E, Ku} = 60^{\circ}\text{C}, c_{Ku} = 1 \text{ m/s}$$

Fig. 2: Maximum and minimum node-temperatures of the male rotor versus dimensionless rotor-length. Curve parameter: cooling fluid (a: oil, b: water/glycol)

Die zugehörigen Nebenrotorknotentemperaturen weisen bei gleichen Kühlparametern einen qualitativ ähnlichen Verlauf auf. Prinzipiell gelten die gleichen Aussagen wie für den Hauptrotor.

Die Wasser/Glycol-Kühlung bewirkt sowohl beim Haupt- als auch beim Nebenrotor eine relativ große Absenkung der Knotentemperaturen in den Dichtungs- und Lagerabsätzen. Bedingt durch die erhebliche Querschnittseinschnürung beim Übergang vom Profilbereich in die Dichtungspartien kann hier nur ein relativ geringer Wärmestrom zu den Wellen hin abfließen, so daß die intensive Kühlung einen relativ großen Temperaturabfall bewirkt.

An dieser Stelle kann festgehalten werden, daß eine Ölkühlung bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten zu keiner wesentlichen Temperaturabsenkung führt, eine Wasserkühlung jedoch bereits überaus effektiv ist. Eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit des Kühlöls führt zu einer überproportionalen Anhebung der Kühlintensität.

Die Rotorkühlung führt zu einer vermehrten Wärmeabfuhr und beeinflusst so den thermischen Wirkungsgrad der Heißgasschraubenmaschinenanlage. Der Einfluß ist um so größer, je intensiver die Kühlwirkung des Wärmeträgers ausfällt.

Aufgrund der mangelnden Kühlwirkung des Öls bei geringer Strömungsgeschwindigkeit werden nur kleine Wärmeströme (ca. $0,35 \text{ kW}$) von den Rotoren an das Kühlmittel übertragen. Die thermischen Wirkungsgrade der Anlage liegen um den Faktor 1,133 höher als bei Wasser/Glycol-Kühlung und gleicher Strömungsgeschwindigkeit. Bei all dem liegt der thermische Wirkungsgrad gegenüber einem ungekühlten Rotorpaar nur unwesentlich niedriger.

Ungünstigere thermische Wirkungsgrade stellen sich insbesondere bei der Kühlung mit dem Wasser/Glycol-Gemisch und einer hohen Strömungsgeschwindigkeit von 3 m/s ein. Die Wärmefaufnahme steigt hierbei auf bis zu $4,86 \text{ kW}$. Eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit auf über 1 m/s bei einer Wasser/Glycol-Kühlung ist nicht notwendig, zumal die Kühlintensität in diesem Fall bereits bei $4,10 \text{ kW}$ liegt und somit groß genug ist.

4.2 Beschichtung der Rotoroberfläche mit einer Wärmedämmschicht

Die zweite Möglichkeit, Bauteiltemperaturen abzusenken, bietet eine geeignete Beschichtung im Bereich der Rotorverschraubung. Variationsparameter sind einerseits die Wärmeleitfähigkeit des Beschichtungswerkstoffes sowie die Schichtdicke. Im Rahmen der Auslegung eines beschichteten Rotors müssen jedoch gleichberechtigt zu den oben genannten Parametern weitere Einflußfaktoren auf die Temperaturverteilung berücksichtigt werden. Hierzu zählen die Wärmeleitfähigkeit des Grundwerkstoffes und die Intensität des Wärmeübergangs in der Kühlbohrung, also letztlich wiederum der Wärmeträger und die Strömungsparameter.

Unter der (erfüllten) Voraussetzung, daß die Temperaturgradienten in radialer Richtung größer sind als die Gradienten in axialer Richtung, kann der Widerstand, den der Rotor dem über den Arbeitsraum zugeführten Wandwärmestrom entgegensetzt, in Analogie zur Elektrotechnik, einer Reihenschaltung thermischer Widerstände gleichgesetzt werden. Demnach existieren vier Teilwiderstände, die ausschlaggebend sind für den radialen Temperaturverlauf im Stirnschnitt des Rotors. Die Widerstände können unter Berücksichtigung der angenähert zylindrischen Oberflächen zu einem Gesamtwiderstand $k A$ zusammengefaßt werden, der sich aus folgenden Teilwiderständen zusammensetzt ($A_{m,B}$ und $A_{m,St}$ sind mittlere Wärmedurchgangsflächen):

$$\frac{1}{k A} = \frac{1}{\alpha_{AR} A_{AR}} + \frac{\delta_B}{\lambda_B A_{m,B}} + \frac{\delta_{St}}{\lambda_{St} A_{m,St}} + \frac{1}{\alpha_{KB} A_{KB}} \quad \text{Gl. (1)}$$

↑	↑	↑	↑
Arbeitsraum	Beschichtung	Rotor	Kühlbohrung

$$= \frac{\alpha_{AR} \cdot \lambda_B}{\alpha_{AR} r_0 \ln(r_0/r_i) + \lambda_B}$$

Für die Ausbildung der Temperaturverteilung im Stirnschnitt ist das Verhältnis der Einzelwiderstände zum Gesamtwiderstand maßgebend, wobei dieses Verhältnis proportional zu den jeweiligen Temperaturdifferenzen ist. Wünschenswert ist ein großer Temperaturabfall über

der Beschichtung und eine kleine Differenz im Grundwerkstoff. Demnach lassen sich die angestrebten Temperaturverhältnisse erreichen, indem der Wärmeübergangskoeffizient im Arbeitsraum klein, die Beschichtungsdicke groß, die Wärmeleitfähigkeit des Beschichtungswerkstoffes klein, die Wärmeleitfähigkeit des Rotorwerkstoffes groß und ebenso der Wärmeübergang in der Kühlbohrung groß sind.

Aufgrund dieser Zusammenhänge erweist sich der Einsatz eines ferritischen Werkstoffes infolge der erhöhten Wärmeleitfähigkeit als günstiger, da die maximalen Temperaturen des Rotorwerkstoffes niedriger liegen als bei einem austenitischen Rotorwerkstoff. Gleichzeitig kommt es zu einer Verringerung der Temperaturgradienten in radialer Richtung.

4.3 Einfluß der Wärmedämmschicht auf die Temperaturverteilung

In Bild 3 sind die maximalen bzw. minimalen Knotentemperaturen entlang der bezogenen Rotorlängsachse für den austenitischen Hauptrotor dargestellt. Die Rotoren sind im Bereich der Profilierung mit einer Wärmedämmschicht der Dicke $\delta_B = 0,6 \text{ mm}$ und einer Wärmeleitfähigkeit von $\lambda_B = 0,5 \text{ W/(m K)}$ beschichtet. Dieser Wert kann in der Praxis durch Einsatz einer keramischen Zirkonoxyschicht durchaus erreicht werden [13]. Bei größeren Schicht-

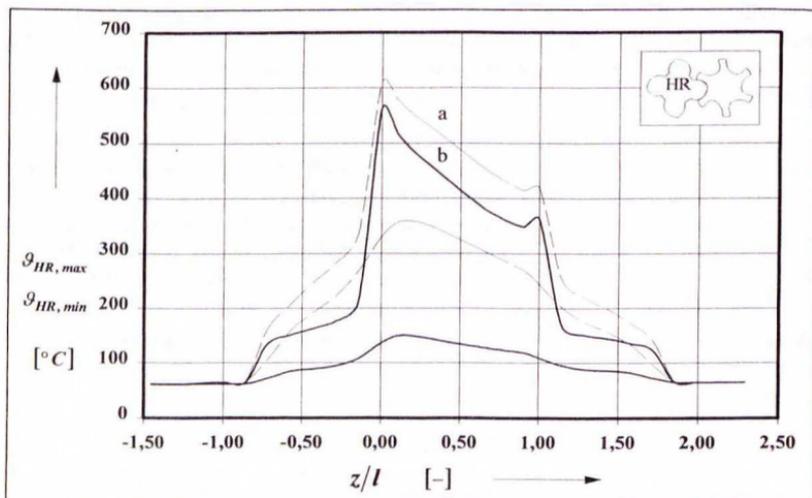


Bild 3: Vergleich der maximale bzw. minimalen Knotentemperaturen in der Grenzfläche Wärmedämmung/Rotorwerkstoff des beschichteten Hauptrotors entlang der bezogenen Rotorlängsachse. Kurvenparameter: Kühlmedium

a: Öl ($c_{K\ddot{u}} = 3 \text{ m/s}$); b: Wasser/Glycol ($c_{K\ddot{u}} = 1 \text{ m/s}$)

$\delta_B = 0,6 \text{ mm}$, $\lambda_B = 0,5 \text{ W/(m K)}$, Austenit

Fig. 3: Comparison of the max. and minimum node-temperatures of the coated male rotor versus dimensionless rotor length. Curve parameter: cooling fluid

a: oil ($c_{K\ddot{u}} = 3 \text{ m/s}$); b: water/glycol ($c_{K\ddot{u}} = 1 \text{ m/s}$), austenitic steel

dicken steigt die Gefahr des Abplatzens aufgrund erhöhter Eigenspannungen und verminderter Haftzugfähigkeit. Dargestellt sind die Temperaturverläufe bei Kühlung mit Öl (a) bzw. dem Wasser/Glycol-Gemisch (b). Die Strömungsgeschwindigkeiten wurden für die Ölkühlung zu $c_{Kü} = 3 \text{ m/s}$ bzw. bei der Wasser/Glycol-Kühlung zu $c_{Kü} = 1 \text{ m/s}$ gewählt.

Im Vergleich zu den unbeschichteten Rotoren läßt sich eine deutliche Reduzierung der maximalen Temperaturbelastung *des Rotorwerkstoffes* erkennen. Es sei noch einmal darauf hingewiesen, daß die dargestellten maximalen Temperaturen im Bereich der Verschraubung ($0 \leq z/l \leq 1$) sich nicht auf die Rotoroberfläche sondern auf die Grenzfläche Wärmedämmschicht/Rotorwerkstoff beziehen.

Die maximal erzielbare Temperaturabsenkung ist bei der Wasserkühlung infolge des intensiveren Wärmeübergangs in der Kühlbohrung und der hieraus resultierenden größeren Verschiebung der Wärmeleitwiderstände (vgl. Diskussion der Einflußparameter im vorhergehenden Abschnitt) deutlicher ausgeprägt. So läßt sich im Bereich der HD-Seite eine Absenkung der Bauteiltemperaturen um ca. 130°C erzielen, während die Temperaturabnahme bei Ölkühlung lediglich 91°C beträgt. Die Nebenrotortemperaturen sind mit denen der Hauptrotoren vergleichbar.

Ein weiterer Einflußparameter auf die resultierende Temperaturverteilung ist die Gefügeausbildung des Grundwerkstoffes. Bild 4 verdeutlicht die berechneten Temperaturen des Hauptrotors unter Berücksichtigung der entsprechenden Wärmeleitfähigkeiten für einen Austeniten (a) bzw. für einen Ferriten (b).

Bedingt durch die höhere Wärmeleitfähigkeit des Ferriten sinkt der thermische Widerstand und es stellen sich geringere Maximaltemperaturen als bei einem austenitischen Werkstoff ein. Die Differenz liegt zwischen 25°C (ND) und 48°C (HD). Gleichzeitig kommt es zu einer Anhebung des unteren Temperaturniveaus im Bereich der Kühlbohrung. Die Analyse der maximal auftretenden Knotentemperatur des ferritischen Rotors zeigt, daß erst durch Aufbringen einer Wärmedämmschicht der Einsatz dieses Gefüges möglich wird. Die Vorteile des Ferriten gegenüber dem Austeniten, z.B. die bessere Zerspanbarkeit, geringere Werkstoff- und Fertigungskosten aber insbesondere eine geringere thermische Ausdehnung, wurden bereits erwähnt.

4.4 Einfluß eines geringeren Umschlingungswinkels

Der Grad der Rotorverschraubung, ausgedrückt durch den Umschlingungswinkel, beeinflusst sowohl das thermodynamische, als auch das thermische Verhalten einer Schraubenmaschine [4, 12]. Die in dem vorangegangenen Abschnitt aufgeführten Berechnungen beruhen auf einem HR-Umschlingungswinkel von $\Phi = 300^\circ$. Anhand der nachfolgenden Simulationsergebnisse soll gezeigt werden, daß ein solch hoher Umschlingungswinkel, der weitgehend den status quo im industriellen Einsatz bei einem ld von 1,6 darstellt, prinzipiell eine weniger gute Lösung bietet. Durch eine Verringerung der Rotorverschraubung läßt sich zum einen ein verbessertes thermodynamisches Verhalten erzielen, zum anderen können die maximalen Knotentemperaturen abgesenkt werden.

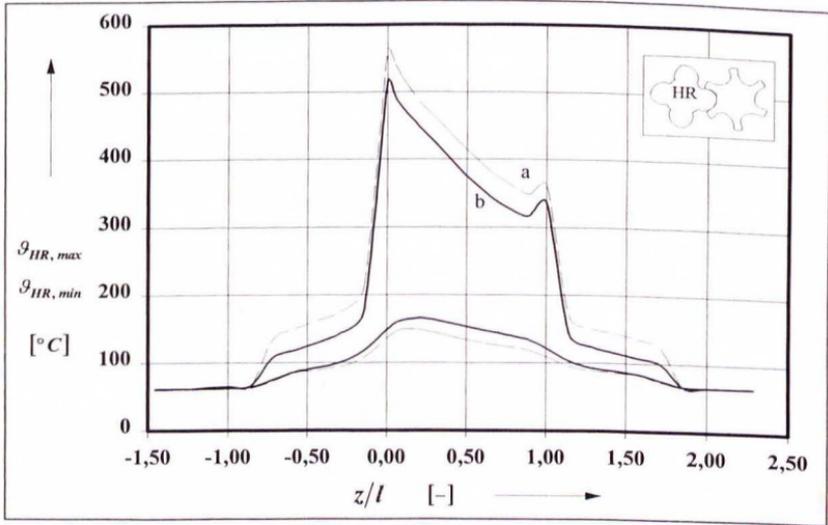


Bild 4: Vergleich der maximalen bzw. minimalen Knotentemperaturen in der Grenzfläche Wärmedämmung/Rotorwerkstoff des beschichteten Hauptrotors entlang der bezogenen Rotorlängsachse (a: Austenit, b: Ferrit)
Wasser-Kühlung ($c_{K\bar{u}} = 1 \text{ m/s}$, $\delta_B = 0,6 \text{ mm}$, $\lambda_B = 0,5 \text{ W/(m K)}$)

Fig. 4: Comparison of the max. and min. node-temperatures of the coated male rotor versus dimensionless rotor length. (a: austenitic, b: ferritic steel)
water/glycol cooling, ($c_{K\bar{u}} = 1 \text{ m/s}$, $\delta_B = 0,6 \text{ mm}$, $\lambda_B = 0,5 \text{ W/(m K)}$)

4.4.1 Untersuchung der Temperaturverteilung

Aufgrund der verminderten Arbeitsspielzeiten infolge der kürzeren Drehwinkelintervalle sinkt die über eine Rotordrehung gemittelte Arbeitsfluidtemperatur, die in Zusammenwirken mit dem Wärmeübergangskoeffizienten zur Berechnung der Knotentemperaturen herangezogen wird. Konkret bedeutet dies, daß sich der Zeitraum, in dem der Rotor mit dem heißen Gas in Kontakt steht, reduziert. Die Rotoren drehen über ein längeres Winkelintervall im kälteren ND-Bereich, was zu einer Absenkung der maximalen Knotentemperaturen im Bereich der druckseitigen Rotorstirn führt.

In Bild 5 sind die entsprechenden maximalen Knotentemperaturen des ferritischen Hauptrotors bei gleichen Kühl- bzw. Isolierungsparametern aufgetragen. Die maximalen Knotentemperaturen des unbeschichteten Rotors würden in diesem Fall oberhalb der Anwendungstemperatur des Ferriten liegen. Die Verringerung des Umschlingungswinkels führt in jedem Falle zu einer deutlich ausgeprägten Absenkung der Knotentemperaturen auf der HD-Seite. Gleichzeitig führt jedoch eine Umschlingungswinkelabnahme zu einer Intensivierung des Wärmeübergangs. Ursächlich hierfür ist die Steigerung der charakteristischen Strömungsgeschwindigkeit,

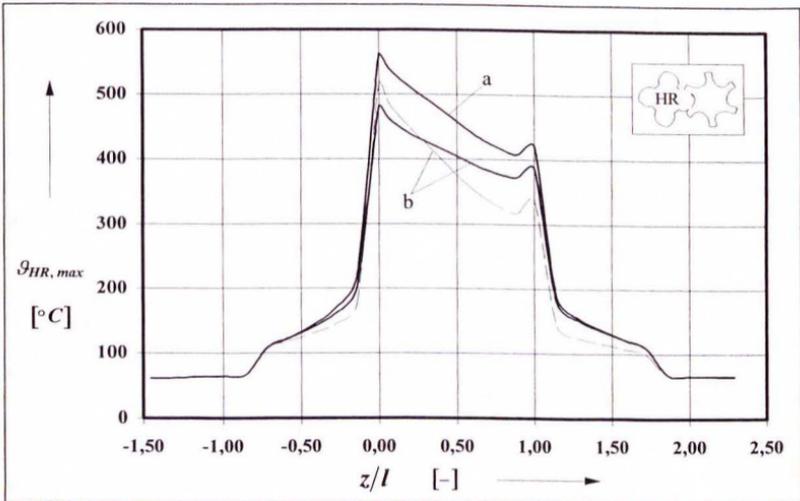


Bild 5: Vergleich der maximalen Knotentemperaturen des *ferritischen* Hauptrotors (a: unbeschichtet, b: beschichtet). Kurvenparameter: HR-Umschlingungswinkel gestrichelt: $\Phi = 300^\circ$, ausgezogen: $\Phi = 150^\circ$

Fig. 5: Comparison of the maximum node-temperatures of the *ferritic* male rotor (a: uncoated, b: coated). Curve parameter: male wrap-angle dashed: $\Phi = 300^\circ$, solid: $\Phi = 150^\circ$

ein Effekt, der beim Nebenrotor noch deutlicher ausgeprägt auftritt. Die Intensivierung des Wärmeübergangs führt über große Rotorabschnitte zu einer markanten Erhöhung der maximalen Knotentemperaturen. Dieser Umstand wirkt jedoch nicht nachteilig, da sich die Temperaturgradienten in axialer Richtung verringern und die maximalen radialen Verschiebungen entlang der Rotorachse zur ND-Seite weniger weit abnehmen.

Die Kurven verdeutlichen, daß die Verwendung eines Umschlingungswinkels von $\Phi = 150^\circ$ den Einsatz eines unbeschichteten ferritischen Werkstoffgefüges bei der gewählten Motoreintrittstemperatur von $\vartheta_{E,M} = 950^\circ\text{C}$ ermöglicht. Mit Hilfe einer zusätzlich aufgebracht Beschichtung lassen sich die maximalen Knotentemperaturen auf unter 500°C absenken, was letztlich der Bauteilsicherheit zugute kommt.

4.4.2 Untersuchung der Verschiebungsvektorfelder und Bauteilsicherheiten

Die Berechnung der stationären Rotortemperaturfelder erfolgt mit variablen Kühlparametern für gleiche Werkstoffe, so daß die zugehörigen Verschiebungsvektorfelder proportional zu den Knotentemperaturen, und somit direkt aus den zugehörigen Diagrammen abzuleiten sind. Von besonderem Interesse sind dabei die radialen Verschiebungen, die letztlich als Maß für

die nötige Profilverkleinerung dienen. Die Verkleinerung ist nötig, um eine betriebssichere Spalthöhe im Profileingriff und im Gehäusespalt sicherzustellen.

Die im folgenden Bild dargestellten Beträge der maximalen radialen Verschiebungen sind am Zahnkopf des Haupt- bzw. Nebenrotors zu finden, da hier der größte Radius und somit auch die maximale Ausdehnung vorliegt. Die thermisch bedingte Ausdehnung ist für jeden Rotorzahn gleich groß, da die Temperaturlasten aufgrund der zeitlichen Mittelung [4, 7] symmetrisch sind und die Biegelinie infolge der mechanischen Gaskräfte in den Profillückenräumen bei der Beurteilung der Rotorverformung vernachlässigt wird.

Bereits bei der Diskussion der Temperaturverläufe wurde darauf hingewiesen, daß eine Umschlingungswinkelabnahme sich günstig auf den Verlauf der maximalen radialen Verschiebungen auswirkt. Bild 6 verdeutlicht diese Aussage beispielhaft für den Hauptrotor.

Dargestellt ist im Prinzip das Entwicklungspotential, welches durch die Verringerung des Umschlingungswinkels in Verbindung mit einem beschichteten ferritischen Werkstoffgefüge

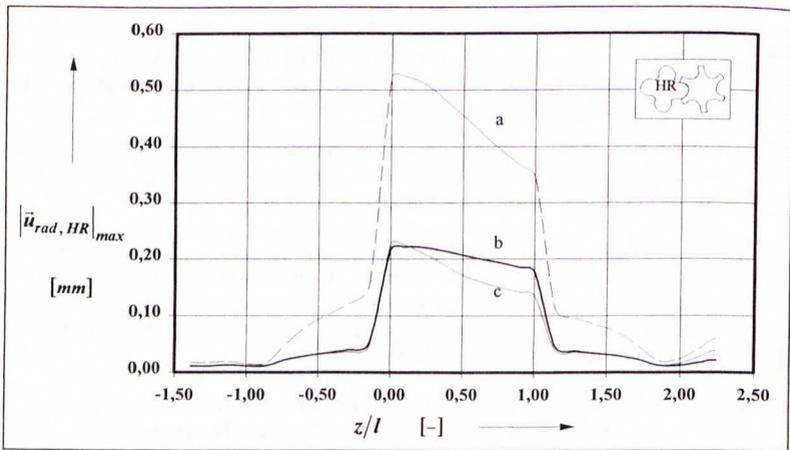


Bild 6: Einfluß des Umschlingungswinkels auf die maximalen radialen Verschiebungen des Hauptrotors. Wasser/Glycol-Kühlung ($c_{Kü} = 1 \text{ m/s}$)
 a: Austenit, $\Phi = 300^\circ$
 b: Ferrit, $\Phi = 150^\circ$, mit Wärmedämmschicht
 c: Ferrit, $\Phi = 300^\circ$, mit Wärmedämmschicht

Fig. 6: Influence of the wrap-angle on the maximum radial displacements of the male rotor. Water/glycol-cooling ($c_{Kü} = 1 \text{ m/s}$)
 a: austenitic steel, $\Phi = 300^\circ$
 b: ferritic steel, $\Phi = 150^\circ$, with thermal insulation
 c: ferritic steel, $\Phi = 300^\circ$, with thermal insulation

(Kurve b) erreichbar ist. Im Vergleich zum unbeschichteten Austeniten mit einem Umschlingungswinkel von $\Phi = 300^\circ$ ist es möglich, die *radialen Verschiebungen auf weniger als die Hälfte zu reduzieren*. Darüber hinaus ist die Anhebung der Verschiebungen zur ND-seitigen Rotorstirn deutlich zu erkennen. Das wirkt sich besonders vorteilhaft auf den Profilleinriffspalt im betriebswarmen Zustand aus. So entstehen in diesem Fall aufgrund der, über der Rotorlänge konstanten Profilverkleinerung (Rotoruntermaß), die sich an den maximal auftretenden Verschiebungsvektoren orientieren muß, im ND-Bereich geringere Spaltflächen als bei einem vergleichbaren Profil mit einem Umschlingungswinkel von $\Phi = 300^\circ$.

Nachteilig wirkt sich die Temperaturerhöhung lediglich auf den Anstieg der axialen Knotenverschiebungen in den Rotoren aus. So ist beispielsweise an der ND-seitigen Rotorstirn, durch die Halbierung des HR-Umschlingungswinkels, eine Vergrößerung der axialen Verschiebung festzustellen [5, 7].

In gleichem Maße, wie die Intensivierung der Rotorkühlung steigt, nehmen auch die Temperaturgradienten in den Stirnschnitten des jeweiligen Rotors zu. Ein Maß hierfür ist die Größe des abgeführten Wandwärmestroms in der Kühlbohrung, sowie die Differenz zwischen maximaler und minimaler Knotentemperatur im Stirnschnitt. Aufgrund der relativ niedrigen Temperaturen im Bereich der Kühlbohrung, dehnt sich der Werkstoff hier wesentlich geringer aus. Die Wärmedehnung der deutlich wärmeren Rotorzähne wird hierdurch behindert. Die geringsten Spannungen treten bei einer Ölkühlung, die größten Spannungen bei der Wasser/Glycol-Kühlung und hoher Strömungsgeschwindigkeit auf.

Bezieht man den werkstoffabhängigen Festigkeitswert unter Berücksichtigung der lokalen Bauteiltemperatur auf die berechnete örtliche Vergleichsspannung, so läßt sich ein Sicherheitsfaktor bestimmen, der den Abstand bis zum Erreichen dieses Festigkeitswertes angibt. Als Bezugsmaß wird je nach lokaler Rotortemperatur die Warmfestigkeit $R_{p0,2}$ bzw. bei Überschreiten einer werkstoffabhängigen Grenztemperatur die Zeitstandfestigkeit $R_{p0,2/10.000}$ angesetzt. Für den austenitischen Werkstoff liegt diese Grenztemperatur bei 450°C .

Aufgrund der Vernachlässigung der Gaskräfte in den Profillückenräumen resultieren die mechanischen Spannungen lediglich aus örtlich unterschiedlichen Wärmedehnungen in den Bauteilen. Infolge des inhomogenen Temperaturfeldes, ist ein lokal unterschiedliches Ausdehnungsverhalten des Werkstoffes festzustellen. Die erwärmten Rotorzähne dehnen sich im Vergleich zum kalten Rotorkern deutlich aus, so daß die maximalen Vergleichsspannungen im Bereich des Fußkreises zwischen den Rotorzähnen auftreten. Diese erreichen kurz hinter der druckseitigen Rotorstirn ihren Maximalwert und schwächen sich erwartungsgemäß zur saugseitigen Rotorstirn hin ab.

Im Vergleich der berechneten Bauteilsicherheiten und Vergleichsspannungen läßt sich die Temperaturerhöhung ebenfalls gut erkennen. Hier reagiert insbesondere der ferritische Rotor mit einer Abnahme der Sicherheit, Bild 7.

Allgemein kann festgestellt werden, daß eine Verringerung des Umschlingungswinkels grundsätzlich zu einer Erhöhung der Vergleichsspannungen im ND-Bereich des Rotors führt. Ursächlich hierfür sind wiederum die vergrößerten Temperaturgradienten im Stirnschnitt zwi-

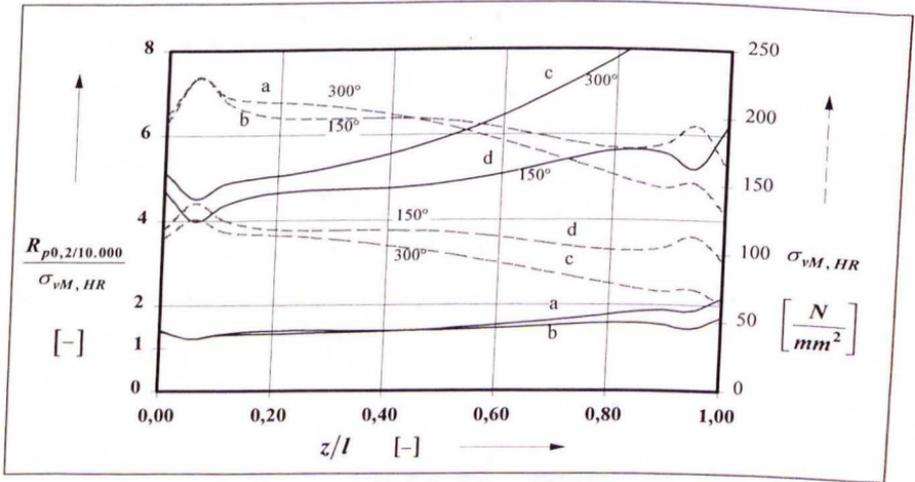


Bild 7: Berechnete Vergleichsspannungen $\sigma_{vM,HR}$ und resultierende Bauteilsicherheiten $R_{p0,2/10.000} / \sigma_{vM,HR}$ des beschichteten Hauptrotors entlang der bezogenen Rotorlängsachse. Wasser/Glycol-Kühlung ($c_{Kü} = 1 \text{ m/s}$).
 a: Austenit, $\Phi = 300^\circ$ b: Austenit, $\Phi = 150^\circ$
 c: Ferrit, $\Phi = 300^\circ$ d: Ferrit, $\Phi = 150^\circ$

Fig. 7: Calculated reference stresses $\sigma_{vM,HR}$ and resulting part safety $R_{p0,2/10.000} / \sigma_{vM,HR}$ of the coated male rotor versus related rotor-length. Water/glycol-cooling ($c_{Kü} = 1 \text{ m/s}$).
 a: austenitic steel, $\Phi = 300^\circ$ b: austenitic steel, $\Phi = 150^\circ$
 c: ferritic steel, $\Phi = 300^\circ$ d: ferritic steel, $\Phi = 150^\circ$

sehen Rotorzähnen und -kern. Der austenitische Werkstoff weist erwartungsgemäß die höheren Vergleichsspannungen auf. Infolge der höheren maximalen Bauteiltemperatur ergeben sich wiederum deutlich niedrigere Bauteilsicherheiten als beim Ferriten. Die Umschlingungswinkelverringering fällt beim Austeniten weniger ins Gewicht als bei einem Werkstoff mit ferritischem Gefüge (vgl. Bild 6), da die zugehörigen lokalen Knotentemperaturen unterhalb der Temperatur liegen, bei der mit einer erheblichen Verringerung der Festigkeitseigenschaften zu rechnen ist. Im ferritischen Rotor wird diese Grenztemperatur überschritten, wodurch die relativ große Abnahme der Bauteilsicherheit von der Rotormitte bis zur druckseitigen Stirnfläche zu erklären ist. Letztendlich zeigen sich aber auch hier weitere Vorteile hinsichtlich des Ferriten mit einem Umschlingungswinkel von $\Phi = 150^\circ$. Auch unter dem Aspekt der mechanischen Festigkeit sind alle Anforderungen erfüllt, die Sicherheit gegen Versagen liegt bei 4 und höher.

Der *Vorteil der Wärmedämmung* hinsichtlich der *Bauteilsicherheit* liegt darin, daß bei nahezu unveränderten Vergleichsspannungen die isolierende Wirkung zu einem geringeren Temperaturniveau im Rotorwerkstoff und somit zu erhöhten Warmfestigkeiten führt.

5 Entwicklung eines geeigneten Motorgehäuses

Das Gehäuse bietet im Gegensatz zu den Rotoren wesentlich mehr Freiheitsgrade hinsichtlich seiner konstruktiven Gestaltung. Neben der Wahl eines geeigneten Werkstoffgefüges steht hier in erster Linie die Anordnung geeigneter Kühlkanäle u.ä., wobei die konstruktive Freiheit nicht in dem Maße eingeschränkt ist wie bei den Rotoren. Eine weitere Möglichkeit, Bauteiltemperaturen zu senken, bietet die Anordnung von Kühlrippen im Bereich des Gehäusearbeitsraumes. Im Hinblick auf das Verformungsverhalten muß insbesondere bei der aktiven Kühlung (Kühlkanäle) auf eine möglichst homogene Temperaturverteilung innerhalb der Gehäusearbeitsraumwände geachtet werden. Zu große Temperaturdifferenzen zwischen ND- und HD-Seite bewirken ein „Verbiegen“ des Gehäuses. Aus diesem Grund sind *möglichst rein axial gerichtete Temperaturgradienten* anzustreben.

Als Basis für weitere Betrachtungen dient das eingangs erwähnte Gehäuse eines Prozeßgas-schraubenkompressors, wobei jedoch die Wanddicken und insbesondere der HD-seitige Einlaßbereich Modifikationen unterzogen wurde. In Bild 8 ist das Volumenmodell des Gehäuses

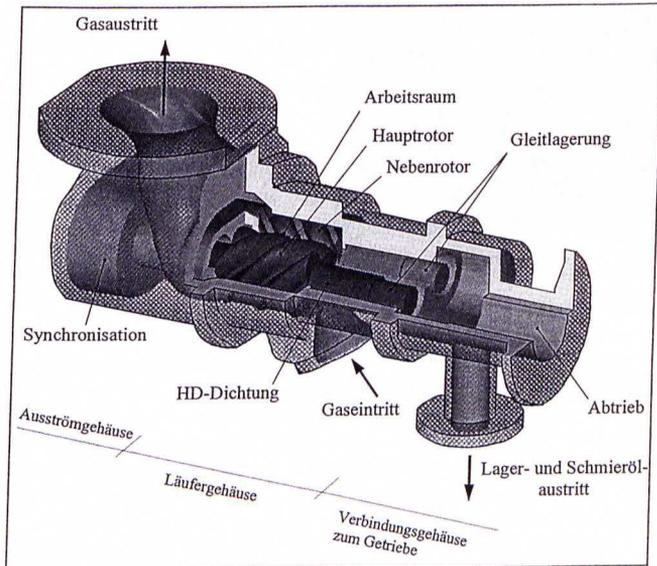


Bild 8: Volumenmodell des Schraubenmotorgehäuses mit den wesentlichen Funktionsflächen (Abtriebswelle nicht dargestellt)

Fig. 8: Volume of the screw-type casing with all essential functional surfaces (driven end of shaft not displayed)

dargestellt.

Im Vorfeld der FE-Rechnungen erfolgt mit Hilfe eines Rechenprogrammes eine Belegung aller Teilflächen durch geeignete Wärmeübergangsrandbedingungen [15]. Als Gehäusewerkstoff ist der ferritische Stahlguß 1.4932 mit einer maximalen Anwendungstemperatur von 620°C verwendet, auch bleiben die Rotortemperaturfelder den Rechnungen zugeordnet.

5.1 Gehäusetemperaturen

Die Entwicklung des Heißgasschraubenmotors erfolgte anhand zahlreicher Modelle. An dieser Stelle soll lediglich der Vergleich eines berippten mit einem über Kühlbohrungen gekühlten Gehäuses geführt werden. Die Verrippung erstreckt sich auf den Bereich des Arbeitsraumes. Alternativ hierzu wurden zwei Kühlbohrungen im Gehäuse implementiert, die an den thermisch hoch belasteten Stellen für eine Reduzierung der Knotentemperaturen sorgen. Ein V-förmiger Kühlkanal befindet sich im Bereich des HD-Stutzens, parallel zu den Einlaßsteuerkanten, ein weiterer U-förmiger Kühlkanal ist in der Nähe der ND-seitigen Verschneidungskante plaziert, Bild 9.

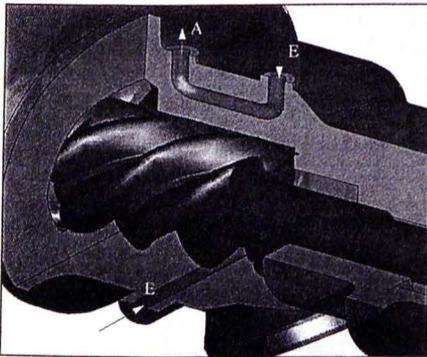


Bild 9: Lage möglicher Kühlbohrungen im Läufergehäuse des Schraubenmotors (E - Kühlwassereintritt, A - Kühlwasseraustritt)

Fig. 9: Location of cooling jackets in the engine-casing (E - cooling water inlet, A - cooling water outlet)

Mit Hilfe von Kühlrippen, die im Bereich des Arbeitsraums angeordnet sind, lassen sich insbesondere die Temperaturgradienten deutlich verringern, Bild 10. Eine Verrippung des Gehäuses quer zur Arbeitsraumbohrung wirkt im Vergleich zur Längsverrippung effektiver, [5]. Die Oberfläche des Läufergehäuses vergrößert sich durch die Verrippung um den Faktor 8,6. Hierdurch bedingt ergibt sich eine relativ homogene Temperaturverteilung im Gehäuse, wodurch sich insbesondere die thermische Belastung im Bereich des HD-Stutzens deutlich vermindert. Die maximale Bauteiltemperatur bleibt mit 570°C unter der Anwendungstemperatur des ferritischen Stahlgusses.

Nachteilig an der Verrippung erweist sich der sehr hohe abgeführte Verlustwärmestrom infolge Konvektion und Strahlung, bedingt durch die große Oberfläche und die relativ hohe Oberflächentemperatur. Beispielsweise ist die Summe aus konvektivem und Strahlungsanteil um den Faktor 1,71 größer als bei einem ungekühlten Gehäuse. Bemerkenswert ist die Tatsache, daß die Summe der beiden Verlustanteile Strahlung und Konvektion größer ist als der in zwei Kühlbohrungen abgeführte Kühlwärmestrom.

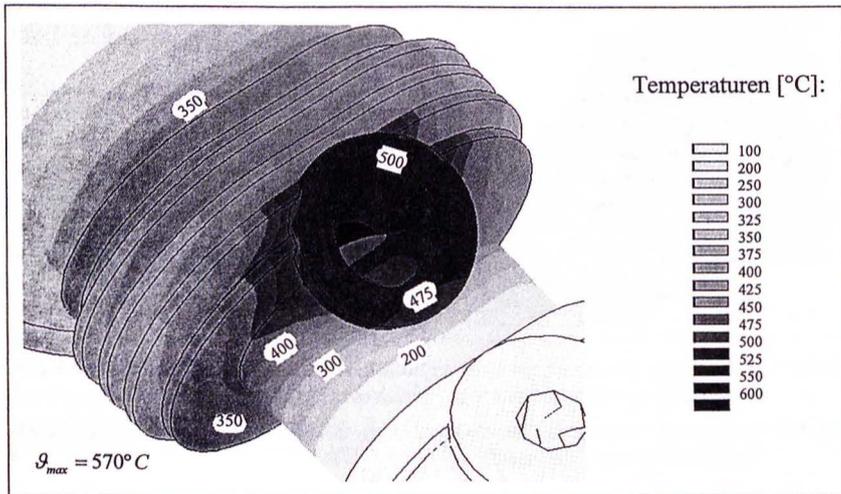


Bild 10: Berechnete Temperaturverteilung auf der Oberfläche des mit Kühlrippen versehenen Gehäuses (ferritischer Stahlguß)

Fig. 10: Calculated temperature distribution on the surface of a finned casing (ferritic cast steel)

Mit Hilfe geeignet platzierter Kühlbohrungen kann natürlich der größte Kühleffekt erzielt werden. Hier muß jedoch relativ besonnen vorgegangen werden, um nicht einen Großteil des eingebrachten Enthalpiestroms direkt mit dem Kühlwasser wieder abzuführen. Gute Ergebnisse lassen sich erzielen, indem zur Verringerung der thermischen Belastung in den Arbeitsraumwandungen auf der ND-Seite eine U-förmig eingegossene Kühlbohrung und eine zweite Bohrung entlang der Kanten der Einlaßfläche gesetzt wird. Das Ergebnis der Optimierung ist in Bild 11 dargestellt.

Durch die Oberflächennähe der Kühlbohrung sinken die Oberflächentemperaturen auf der ND-Seite des Motors auf ca. 290°C. Die Flanschfläche weist eine weitgehend homogene Temperaturverteilung auf. Die höchsten Temperaturen auf der Gehäuseoberfläche sind in den seitlichen Arbeitsraumwänden zu finden. Sie betragen noch etwa 415°C. Die Temperaturen in der niederdruckseitigen Verschneidungskante betragen lediglich ca. 210°C in unmittelbarer Nähe der Kühlbohrung.

Abschließend läßt sich feststellen, daß ein Motorgehäuse ausgelegt werden kann, das, unter Berücksichtigung der genannten konstruktiven Maßnahmen, eine Motoreintrittstemperatur von $\vartheta_{E,M} = 950^{\circ}C$ bei hohen Rotorumfangsgeschwindigkeiten von $u_{HR} = 140 \text{ m/s}$ zuläßt. Der Einsatz eines wesentlich teureren austenitischen Gehäuses erscheint angesichts der maximalen Bauteiltemperatur von ca. 446°C nicht notwendig.

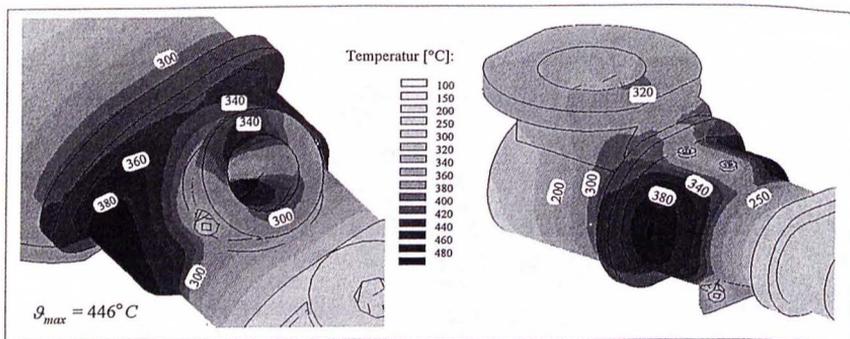


Bild 11: Berechnete Temperaturverteilung auf der Oberfläche des mit zwei Kühlbohrungen versehenen Gehäuses (ferritischer Stahlguß)

Fig. 11: Calculated temperature distribution on the surface of the casing with two cooling jackets (ferritic cast steel)

Die Zirkonoxidbeschichtung der gehäuseseitigen Arbeitsraumwände wäre bei der angestrebten Motoreintrittstemperatur eher unbedeutend. Sie würde eine Absenkung des Temperaturniveaus in unmittelbarer Nähe der HD-Steuerkanten um lediglich 25°C bewirken. Stromabseits vom HD-Bereich relativiert sich die Wirkung einer Wärmedämmung weiter.

6 Warmspalte

In erster Linie entscheidet die Intensität der thermischen Belastung über die Bewertung einer Konzeptvariante. Darüber hinaus ist jedoch das Verformungsverhalten der Bauteile in ihrer Relation zueinander von vitalem Interesse. Dies gilt insbesondere für die Schraubenmaschine, wo die Güte der Energiewandlung, aber auch die Betriebssicherheit, durch möglichst geringe Spaltflächen bestimmt wird. Alle Optimierungsbemühungen sind somit neben der Minimierung der thermischen und mechanischen Lasten auch vor dem Hintergrund der Warmspalt-höhen durchzuführen.

Aufgrund der dargelegten Kühlmaßnahmen wird für das Gehäuse mit zwei Kühlbohrungen ein günstiges Verformungsverhalten erreicht. Das Gehäuse dehnt sich recht gleichmäßig vorzugsweise in radialer Richtung aus, insbesondere das Laufergehäuse wird im wärmeren Hochdruckbereich aufgeweitet. Eine gleichförmige axiale Längenänderung sowohl auf der HD- als auch auf der ND-Seite der Maschine ist die Folge der relativ homogenen Temperaturverteilung im Läufergehäuse. Ein Verbiegen des Gehäuses, kritisch insbesondere um die x -Achse, tritt nicht auf. Derartige Verformungen würden eine Verdrehung der Flanschfläche zwischen Läufer- und Ausströmgehäuse bewirken. Die Flanschflächen stehen jedoch auch im betriebswarmen Zustand weiterhin orthogonal zur x , z -Ebene [7].

Unter Berücksichtigung der Lagerverschiebungen und der Verformungsfelder des Gehäuses bzw. der Rotoren (Wasser/Glycol-Kühlung, ferritisch mit Wärmedämmung), ist es nun möglich, *alle Spaltarten* in der Schraubenmaschine *im betriebswarmen Zustand* zu berechnen.

Dabei stellt der Profileingriffspalt sowohl unter thermodynamischen Aspekten, als auch unter dem Gesichtspunkt der Betriebssicherheit, die wichtigste Spaltgeometrie dar.

Bei dem hier angenommenen Umschlingungswinkel von $\Phi = 150^\circ$ sind zwei besonders anlaufgefährdete Positionen in Bild 12 sichtbar. Dargestellt ist der Verlauf der Profileingriffspalthöhe über der bezogenen Rotorlängsachse. Kritisch ist insbesondere die Stelle, wo der Nebenrotorkopf sich im Hauptrotorfuß bewegt (δ_1^*). Darüber hinaus kann sich die Stelle δ_2^* je nach axialem Temperaturgefälle ebenfalls als kritisch erweisen. Hier befindet sich der Hauptrotorkopf im Nebenrotorfuß. Die Berechnung erfolgte unter der Maßgabe, daß die Profilkontur im Vergleich zum Nullspaltprofil, d.h. zum ideal abwälzenden Profil, um jeweils $0,2 \text{ mm}$ flächennormal verkleinert wurde.

An der besonders kritischen Position δ_1^* resultiert eine Profileingriffspalthöhe von $h_{PE} \approx 0,12 \text{ mm}$. Die zweite Kurve in Bild 12 verdeutlicht die Notwendigkeit, die Lagerverschiebungen aufgrund der Gehäuseverformung unbedingt mit zu berücksichtigen. Anhand dieses Beispiels kann gezeigt werden, daß sich bei Vernachlässigung der Lagerverschiebungen Differenzen von ca. $0,1 \text{ mm}$ ergeben und somit eine exakte Analyse des Verlaufs der Pro-

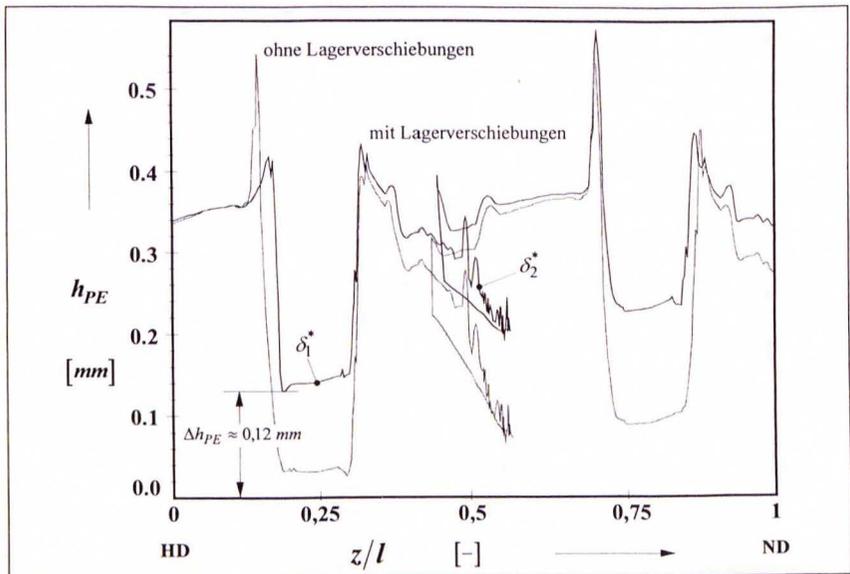


Bild 12: Berechnete Profileingriffspalthöhe über der bezogenen Rotorlängsachse mit (schwarz) und ohne (grau) Berücksichtigung der Lagerverschiebungen im Gehäuse (Profilverkleinerung je $0,2 \text{ mm}$)

Fig. 12: Calculated profile-clearance with (black) and without (grey) displacements of the bearings (profile decrease $0,2 \text{ mm}$ each rotor)

fileingriffspalthöhe ohne Lagerverschiebung *nicht möglich* ist. Infolge der Vergrößerung des Achsabstandes der Rotoren durch die Verschiebungen ist es möglich, einen Teil der radialen Dehnung der Rotoren zu kompensieren. Positiv auf den Verlauf der Profileingriffspalthöhe über der Rotorlängsachse wirkt sich zudem die Tatsache aus, daß die Lagerstellen an der HD-Seite der Maschine weiter „auseinander laufen“ als auf der ND-Seite.

Mit Hilfe eines solchen Diagramms, Bild 12, welches das *Gesamtergebnis der Simulation* widerspiegelt, kann der Konstrukteur nun entscheiden, ob die Profilverkleinerung unnötigerweise zu groß gewählt und entsprechend korrigiert werden muß, oder ob der Abstand von 0,12 mm zur Aufrechterhaltung der Betriebssicherheit, z.B. für den instationären Anlauf, benötigt wird. In jedem Fall erscheint es möglich, eine thermisch so hoch belastete Schraubenmaschine wie den Motor der Heißgasschraubenmaschine hinsichtlich der Profileingriffspalthöhe betriebssicher auszulegen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Als Fazit der angestellten Simulationsrechnungen können folgende Aussagen hinsichtlich der konstruktiven Gestaltung der Rotoren des Motors einer Heißgasschraubenmaschine getroffen werden:

1. Eine *Rotorinnenkühlung* ist aufgrund des hohen Temperaturniveaus *unumgänglich*. Als *Kühlmedium* sollte *Wasser* Verwendung finden. Ein Zusatz von Glycol ist möglich und vermindert die Kühleigenschaften nur unwesentlich.
2. Die *Strömungsgeschwindigkeit* sollte bei Einsatz eines Wasser/Glycol-Gemisches als Kühlmedium *relativ niedrig* liegen ($c_{Kü} \leq 1 \text{ m/s}$). Höhere Strömungsgeschwindigkeiten zeigen geringfügig bessere Kühleigenschaften, führen jedoch zu einer Verringerung der Bauteilsicherheiten und bedingen erhöhte Kühlpumpenleistungen.
3. Ist der Einsatz von *Öl* als Kühlmedium unumgänglich, so muß die *Strömungsgeschwindigkeit relativ groß* gewählt werden ($c_{Kü} \geq 3 \text{ m/s}$). Die mechanische Belastung im Rotor läßt sich hierdurch vermindern.
4. Der Einsatz eines *ferritischen Stahlgusses* ist möglich, wenn eine Wärmedämmschicht im profilierten Rotorabschnitt aufgebracht wird. Dabei ist die Beschichtungsdicke abhängig von der Wärmeleitfähigkeit des Beschichtungswerkstoffes und wirkt sich *uneingeschränkt positiv* auf den Wärmehaushalt der Rotoren aus.
5. Der Umschlingungswinkel sollte geringer als heute im Schraubenmaschinenbau üblich gewählt werden. Mit *abnehmender Rotorverschraubung* sinken einerseits die *Maximaltemperaturen*, andererseits ist mit einer Temperaturerhöhung im ND-Bereich des Rotors zu rechnen. Dieser Umstand wirkt sich positiv auf das radiale Verformungsverhalten aus. Die axiale Längenänderung vergrößert sich, und muß bei der Gehäusedimensionierung Berücksichtigung finden.

Im Rahmen zukünftiger Arbeiten ist es ebenso nötig, immer vorhandene *Fertigungs- und Montagegenauigkeiten* zu berücksichtigen. Die Toleranzen liegen in einer, der thermischen

Dehnung vergleichbaren Größenordnung. Die Maschine erhält durch die Berücksichtigung derartiger Toleranzen einen *unscharfen Charakter*. Die Kombination derartiger Ungenauigkeiten führt zu einer *verbesserten Abbildungsgüte* und somit zu mehr *Sicherheit in der Bauteilauslegung*.

Zusätzliche Sicherheit kann durch den Einsatz einer hybrid-funktionalen *Wärmedämmschicht als Einlaufschicht* gewonnen werden. Hierdurch besteht die Möglichkeit, Toleranzen aufzufangen und Unsicherheiten bezüglich der Dimensionierung, beispielsweise der Profiluntermaßberechnung, zu reduzieren. Voraussetzung für diese Doppelfunktion (Wärmedämmung/Einlauf) ist die Verfügbarkeit eines Werkstoffes mit einer ausreichenden Schichtdicke, wie er in Zirkonoxyd zu finden ist.

Literatur

- [1] Gödde, R. *Simulation des instationären Betriebes von Schraubenkompressoren*. Dissertation Universität Dortmund, VDI Fortschrittberichte, Reihe 1, Nr. 231, VDI Verlag, Düsseldorf, 1994
- [2] Kauder, K.
Gödde, R. *Untersuchungen des instationären Schraubenmaschinenbetriebes*. Ein Beitrag zur Betriebssicherheit - Teil 1. In: Schraubenmaschinen Nr. 1, S. 5-17, Universitätsdruckerei Dortmund, 1993
- [3] Kauder, K.
Dreifert, Th.
Keller, G.
Rofall, K. *Probleme der Anwendung der Finiten-Elemente-Methode in Schraubenmaschinen*. In: VDI Berichte 1135, S. 1-18, VDI Verlag, Düsseldorf, 1994
- [4] Dreifert, Th. *Thermisches Verhalten der Rotoren von Schraubenkompressoren*. Dissertation, Universität Dortmund, VDI Fortschrittberichte, Reihe 1, Nr. 276, VDI Verlag, Düsseldorf 1997
- [5] Kauder, K.
Keller, G. *Kühlverfahren der Heißgasschraubenmaschine (Teil 1)*. In: Schraubenmaschinen Nr. 4, S. 31-47, Universitätsdruckerei Dortmund, 1996
- [6] Kauder, K.
Keller, G. *Kühlverfahren der Heißgasschraubenmaschine (Teil 2)*. In: Schraubenmaschinen Nr. 5, S. , Universitätsdruckerei Dortmund, 1997
- [7] Keller, G. *Simulationsgestützte Entwicklung des Motors einer Heißgasschraubenmaschine*. Dissertation, Universität Dortmund, VDI Fortschrittberichte, Reihe 6, Nr. 3, VDI Verlag, Düsseldorf 1998
- [8] Kauder, K.
Dosdall, H. *Stationäres und instationäres Betriebsverhalten der Heißgasschraubenmaschine*. In: Schraubenmaschinen Nr. 4, S. 10-30, Universitätsdruckerei Dortmund, 1996

- [9] Dossdall, H. *Simulation und Untersuchung des stationären und instationären Betriebsverhaltens der Heißgasschraubenmaschine*. Dissertation, Universität Dortmund, VDI Fortschrittberichte, Reihe 6, Nr. 365, VDI Verlag, Düsseldorf 1997
- [10] Walzer, P.
Meier-Grottrian, J.
Buchheim, R. *Entwicklungsarbeiten an einer Automobilgasturbine*. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift 43, Nr. 3 und Nr. 5, S. 125-128 und S. 185-189, 1982
- [11] Pawlowski, L.
Fauchais, P. *Thermal transport properties of thermally sprayed coatings*. In: International Material Reviews, Vol. 37, No. 6, pp. 271-289, 1992
- [12] Weckes, N. *Ein Beitrag zur Optimierung geometrischer und thermodynamischer Kenngrößen von Schraubenladern*. Dissertation, Universität Dortmund, 1994
- [13] Kauder, K.
Keller, G. *Wärmeübergangsrandbedingungen für Schraubenmaschinen*. In: Schraubenmaschinen Nr. 3, S. 5-19, Universitätsdruckerei Dortmund, 1995